

Aleksi Törmänen

Hyötysuhdelaskenta biovoimalaitokselle

Keravan

Energian

Metropolia Ammattikorkeakoulu

Insinööri (AMK)

Kone- ja tuotantotekniikka

Insinöörityö

24.4.2013

Tekijä Otsikko	Aleksi Törmänen Hyötysuhdelaskenta Keravan Energian biovoimalaitokselle
Sivumäärä Aika	30 sivua + 2 liitettä 24.4.2013
Tutkinto	Insinööri (AMK)
Koulutusohjelma	Kone- ja tuotantotekniikka
Suuntautumisvaihtoehto	Energia- ja ympäristötekniikka
Ohjaajat	Tuotantoliiketoiminnan johtaja Heikki Hapuli Laboratorioinsinööri Tomi Hämäläinen
<p>Tämän insinöörityön tavoitteena on saada laskettua Keravan Energian biovoimalaitokselle, Kelvolle, energian tuotannon kokonaishyötysuhde. Laskettua hyötysuhdetta verrataan takuukokeiden aikaiseen hyötysuhteeseen ja analysoidaan prosessissa mahdollisesti tapahtuneet muutokset.</p> <p>Työssä käydään läpi kaksi mahdollista hyötysuhteen laskentatapaa, suora ja epäsuora menetelmä, ja niistä valitaan Kelvolle paremmin sopiva laskentamenetelmä. Polttoainevirran mittaamisen vaikeus johti osaltaan epäsuoran menetelmän valintaan. Sillä myös saadaan voimalaitoksen hyötysuhde laskettua tarkemmin kuin suoralla menetelmällä. Epäsuorassa laskentamenetelmässä määritellään voimalaitoksella syntyvät häviöt, jotka ovat joko hukkaan meneviä lämpövirtoja tai sähkölaitteiden käyttämiä tehoja. Epäsuora laskentamenetelmä on toteuttajalleen myös informatiivisempi, koska siitä käy ilmi, missä häviöt syntyvät.</p> <p>Hyötysuhde laskettiin Kelvolle 4 tunnin ajanjaksosta. Tarkastelu-aika oli 1.12. 2012 klo 12–16. Tällöin voimalaitoksen kuorma oli mahdollisimman lähellä takuukokeen aikaista tuorehöyryn kuormitusta $28 \frac{kg}{s}$. Kattilan hyötysuhteeksi saatiin 90 %, kun se takuukokeen aikana oli hieman yli 93 %. Turbiinilaitoksen hyötysuhteeksi laskettiin noin 95 %. Syöttövesipumpun ja puhaltimien aiheuttamat kattilalle kuuluvat häviöt näkyvät turbiinilaitoksen häviöinä, koska niitä ei päässyt järkevästi erottamaan laitoksen sähkön kulutuksesta. Voimalaitoksen kokonaishyötysuhteeksi muodostui hieman yli 85 %.</p> <p>Kattilan hyötysuhde oli selvästi alle takuukokeen aikaisen hyötysuhteen. Suurimpana syynä oli 31 °C:n ero savukaasujen loppulämpötilassa. Osaltaan ero johtui myös siitä, että takuukokeessa kattilalle ei lasketa nuohous-, ulospuhallus- ja pohjatuhkahäviöitä.</p>	
Avainsanat	hyötysuhde, biovoimalaitos, savukaasuhäviö

Author Title	Aleksi Törmänen Efficiency Calculation for Keravan Energia Oy's Bio Power Plant
Number of Pages Date	30 pages + 2 appendices 24 April 2013
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Mechanical engineering
Specialisation option	Energy and Environmental Engineering
Instructors	Heikki Hapuli, Production director Tomi Hämäläinen, Laboratory engineer
<p>The goal of this Bachelor's thesis was to make an efficiency calculation for Keravan Energia Oy's bio power plant called Kelvo. The calculated results will be compared to the efficiency that was discovered during the acceptance test in 2009.</p> <p>There are two possible ways to calculate the efficiency of a power plant. These are a direct and an indirect method. The indirect method was selected due to difficulties in discovering the mass flow rate of bio fuel. This method is also more accurate than the direct method. The indirect method indicates where all losses are formed. As a result it is easier to improve the process when it is known which are the most potential losses to be reduced.</p> <p>The efficiency was calculated for Kelvo during a 4 hours' period. A suitable period was found on 1 December 2012 between 12 am and 4 pm. During this period the mass flow rate of steam was nearly $28 \frac{kg}{s}$ which is the same amount than in acceptance test. The calculated efficiency of the boiler was 90%. In the acceptance test it was 93%. The calculated efficiency of the turbine plant was nearly 95%. It was discovered that the total efficiency of the bio power plant was 85%.</p> <p>In conclusion the calculated efficiency of the boiler was clearly lower than the efficiency that was calculated in the acceptance test in 2009. The greatest reason was that the flue gas temperature was 31°C lower in the acceptance test. In addition, some losses were left out in the acceptance test, which affected the result as well.</p>	
Keywords	efficiency calculation, bio power plant

Sisällysluettelo

Symboliluettelo

1	Johdanto	1
2	Keravan Energian biovoimalaitos	2
3	Höyrykattilalaitoksen hyötysuhteen määrittäminen	3
3.1	Suora menetelmä	4
3.1.1	Hyötyteho	4
3.1.2	Omakäyttösähkö	4
3.1.3	Polttoaineteho	5
3.1.4	Hyötysuhde	6
3.2	Epäsuora menetelmä	6
3.2.1	Savukaasuhäviö	6
3.2.2	Kattilan ja putkiston lämpöhäviöt	8
3.2.3	Polttoaineen hehkutushäviö	9
3.2.4	Palamattomien savukaasujen häviö	9
3.2.5	Nuohoushöyry	10
3.2.6	Pohja- ja lentotuhka	12
3.2.7	Rikinpoisto	13
3.2.8	Hyötysuhde	14
4	Turbiinilaitoksen hyötysuhteen määrittäminen	14
4.1	Paisunnan häviöt	14
4.2	Turbiinin sisäiset häviöt	15
4.3	Turbiinin mekaaniset häviöt	16
4.4	Generaattorin häviöt	16
4.5	Pumput	17
4.6	Prosessilämpö	17
4.7	Kaukolämpö	17
4.8	Turbiinilaitoksen kokonaishyötysuhde	18
5	Voimalaitoksen kokonaishyötysuhde	19
6	Laskentamallin valinta	19
7	Valitun laskentamallin edellytykset voimalaitokselle	20

8	Mittausvirheet	20
8.1	Mittausinstrumenttien mittausvirheet	20
8.2	Mittausvirheiden vaikutus laskettuun hyötysuhteeseen	21
9	Kelvon hyötysuhteen määrittäminen	22
10	Yhteenveto	28
	Lähteet	31
	Liitteet	
	Liite 1. Laskutoimitukset	
	Liite 2. Prosessikaaviot	

Symboliluettelo

\bar{c}_{lt}	Lentotuhkan keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
$\bar{c}_{p\ sv}$	Syöttöveden ominaislämpökapasiteetti syöttöveden esilämmittimessä [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
\bar{c}_{ph}	Savukaasujen sisältämän vesihöyryn keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
\bar{c}_{pa}	Polttoaineen keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
\bar{c}_{pi}	Palamisilman keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
\bar{c}_{pksk}	Kosteiden savukaasujen keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
\bar{c}_{psk}	Kuivien savukaasujen keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
\bar{c}_{pt}	Pohjatuhkan keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg^{\circ}C}$]
η_k	Kattilalaitoksen hyötysuhde
η_{kok}	Voimalaitoksen kokonaishyötysuhde
η_t	Turbiinilaitoksen hyötysuhde
$\eta_{turb-gen}$	Turbogeneraattorin hyötysuhde
h_2	Väliotto 2. höyryn entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
h_3	Väliotto 3. höyryn entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]

h_4	Kaukolämmönsiirrin 2:seen tulevan höyryn entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
h_5	Kaukolämmönsiirrin 1:seen tulevan höyryn entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
h_n	Nuohoushöyryn entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
h_{sv}	Syöttöveden entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
h_{th}	Tuorehöyryn entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
h_{up}	Jatkuvan ulospuhallusveden entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]
H_{CO}	Hiilimonoksidin lämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg}$]
H_{ppa}	Palamattoman polttoaineen lämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg}$]
H_u	Polttoaineen lämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg}$]
H_{uu}	Palamattoman polttoaineen lämpökapasiteetti [$\frac{kJ}{kg}$]
\dot{m}_{CO}	Hiilimonoksidin massavirta [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{lt}	Lentotuhkan massavirta [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_n	Nuohoushöyryn massavirta [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{pa}	Polttoaineen massavirta [$\frac{kg}{s}$]
$\dot{m}_{ppa\ esp}$	Palamattoman kiinteän polttoaineen massavirta sähkösuodattimeen [$\frac{kg}{s}$]
$\dot{m}_{ppa\ pt}$	Palamattoman kiinteän polttoaineen massavirta pohjatuhkassa [$\frac{kg}{s}$]

\dot{m}_{ppa}	Palamattoman kiinteän polttoaineen massavirta [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{pt}	Pohjatuhkan massavirta [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{sk}	Savukaasujen massavirta kattilan sisällä [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{th}	Tuorehöyryn massavirta [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{up}	Jatkuvan ulospuhallusveden massavirta [$\frac{kg}{s}$]
M_{CO}	Hiilimonoksidin moolimassa [$\frac{g}{mol}$]
μ_i	Palamisilman ja polttoaineen massasuhte
$\bar{P}_{gen\ brutto}$	Generaattorin tuottaman sähkönn bruttoteho [MW]
$\bar{P}_{gen\ netto}$	Generaattorin tuottaman sähkönn nettoteho [MW]
\bar{P}_{kl}	Kaukolämmönsiirtimien teho [MW]
\bar{P}_{pl}	Prosessilämmönsiirtimeen teho [MW]
ppm	Parts per million
$\sum \dot{Q}_{häv}$	Kattilan häviöiden summa [$\frac{kJ}{s}$]
$\sum \dot{Q}_{hyöty}$	Turbiinilaitokselta saatu kaukolämmön, prosessilämmön ja sähkönn yhteenlaskettu teho [$\frac{kJ}{s}$]
\dot{Q}_h	Kattilan höyryteho [MW]
\dot{Q}_{CO}	Palamattoman hiilimonoksidin mukana kattilasta poistuva lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
\dot{Q}_{js}	Johtumis- ja säteilyhäviöiden lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]

\dot{Q}_{lt}	Lentotuhkan mukana kattilasta poistuva lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
\dot{Q}_n	Kattilan lämmönsiirrinpintojen nuohoukseen kuluva lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
\dot{Q}_{pa}	Polttoaineteho [MW]
\dot{Q}_{pt}	Pohjatuhkan mukana kattilasta poistuva lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
$\dot{Q}_{sk\ eko}$	Savukaasujen syöttöveden esilämmittimelle luovuttama lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
\dot{Q}_{sk}	Kattilasta poistuvien savukaasujen lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
$\dot{Q}_{vesi\ eko}$	Syöttöveden esilämmittimessä veteen sitoutunut lämpövirta [$\frac{kJ}{s}$]
ρ_{sk}	Savukaasujen tiheys [$\frac{kg}{m^3}$]
t_i	Palamisilman syöttölämpötila [°C]
t_{pa}	Polttoaineen lämpötila [°C]
t_{pt}	Pohjatuhkan lämpötila [°C]
t_r	Referenssilämpötila [°C]
$t_{sk\ 1}$	Savukaasujen lämpötila ennen ekonomaiseria [°C]
$t_{sk\ 2}$	Savukaasujen lämpötila ekonomaiserin jälkeen [°C]
t_{sk}	Kattilasta poistuvien savukaasujen lämpötila [°C]
$t_{sv\ 1}$	Syöttöveden lämpötila ennen ekonomaiseria [°C]
$t_{sv\ 2}$	Syöttöveden lämpötila ekonomaiserin jälkeen [°C]
u_{PT100}	PT 100 lämpötila-anturin mittausvirhe

u_{pt}	Palamattoman polttoaineen osuus polttoaineesta [%]
\dot{V}_{sk}	Savukaasujen tilavuusvirta [$\frac{m^3}{s}$]
V_m	Ideaalikaasun moolitilavuus [22,41 $\frac{dm^3}{mol}$]
$\dot{W}_{turb\ out}$	Höyryturbiinissa tapahtuva paisuntatyö [$\frac{kJ}{s}$]
x_{H_2O}	Savukaasujen vesipitoisuus [til%]
x	Väliotto 2. höyryn massavirta [$\frac{kg}{s}$]
y	Väliotto 3. höyryn massavirta [$\frac{kg}{s}$]
y_{CO_k}	Kuivien savukaasujen häkäpitoisuus
z	Kaukolämmönsiirrin 2:seen turbiinilta tulevan höyryn massavirta [$\frac{kg}{s}$]

1 Johdanto

Tämä opinnäytetyö käsittelee voimalaitoksen hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä ja hyötysuhdelaskennan toteutusta. Työn tavoitteena on saada laskettua Keravan Energian biovoimalaitokselle hyötysuhde suoralla tai epäsuoralla laskentamenetelmällä. Sopivan laskentamenetelmän valinta on oleellinen osa tätä opinnäytetyötä. Hyötysuhde lasketaan prosessista ajankohdasta, jolloin prosessiarvot ovat olleet mahdollisimman lähellä vuoden 2009 takuukokeiden prosessiarvoja. Tällöin saadut tulokset ovat mahdollisimman hyvin vertailukelpoiset.

Työn tarve lähti reaaliaikaisen hyötysuhteen määrittämisen puutteesta. Voimalaitoksen optimaalinen ajaminen vaatii, että tiedot prosessin hyötysuhteen muutoksesta saadaan nopeasti. Nopea tiedon saanti antaa mahdollisuuden nopeaan reagointiin hyötysuhteen parantamiseksi. Voimalaitoksen komponenttien säätäminen hyötysuhteen parantamiseksi edellyttää ymmärrystä siitä, miten laitteiden ja arvojen säätö vaikuttaa prosessiin.

2 Keravan Energian biovoimalaitos

Biovoimalaitos on Pohjolan Voiman rahoittama ja Keravan Energian käyttämä yhteistuotantolaitos. Laitoksella tuotetaan prosessilämpöä, kaukolämpöä ja sähköä. Se sijaitsee Lahden moottoritien varressa aivan Keravan ja Vantaan rajalla. Höyrykattila on Metso Power Oy:n toimittama kupliva leijukerroskattila, jonka polttoaineteho on 81 MW. Kattilan höyryteho on 73 MW. Polttoaineena voimalaitos käyttää metsähaketta ja jysinturvetta suhteessa 3/1, eli 75 % metsähaketta ja 25 % jysinturvetta. Käynnistys- ja tarvittaessa tukipolttoaineena käytetään maakaasua. Tuorehöyryn arvot ovat 78 bar, 480 °C ja massavirta $28 \frac{kg}{s}$. [4.]

Sähköä biovoimalaitoksella tuottaa kolmella säätämättömällä väliotolla toimiva reaktioturbiini, joka on kytketty kaksivaiheiseen kaukolämpöveden lämmönsiirtimeen. Sähköä höyryturbiini tuottaa 21 MW bruttoteholla. Sähköntuotannon nettoteho on 19 MW. Turbiinin on pyörimisnopeus on 8470 rpm. Pyörimisnopeus alennetaan turbiinin jälkeen planeettavaihteistolla generaattorin vaatimalle pyörimisnopeudelle 3000 kierrosta minuutissa. Koska kyseessä on vastapainevoimalaitos, joudutaan sähköä tuottamaan kaukolämmön ja prosessilämmön ehdoilla.

Prosessilämpöä laitos toimittaa Sinebrychoffin panimolle kahden kilometrin päähän. Lämpö toimitetaan asiakkaalle kuumana vetenä, jonka lämpötila on 165 °C. Prosessilämmön suurin teho biovoimalaitokselta on 10 MW. Lämmöntuottamiseen käytetään turbiinin väliottohöyryä, mutta on mahdollista ajaa prosessilämmönsiirtimele höyryä myös reduktioventtiilin kautta. Tällöin voidaan prosessilämpöä tuottaa myös höyryturbiinin vikatilanteissa. Biovoimalaitoksella tuotettu prosessilämpö korvaa suurelta osin muuten maakaasulla tuotettavan prosessilämmön.

Kaukolämpöä Keravan Energian biovoimalaitos tuottaa enimmillään 50 MW. Lämpö otetaan talteen höyryturbiinin jälkeen kahdella kaukolämmönsiirtimeillä. Laitoksella on mahdollisuus ajaa tuorehöyryä myös reduktioventtiilin kautta kolmannelle kaukolämmönsiirtimele, jolloin kaukolämpöä voidaan tuottaa, vaikka höyryturbiini ei olisikaan tuotannossa.

3 Höyrykattilalaitoksen hyötysuhteen määrittäminen

Höyrykattilan termisen hyötysuhteen määrittämiseen on olemassa kaksi erilaista vaihtoehtoa. Käytettävä menetelmä on joko suora tai epäsuora menetelmä. Kiinteitä polttoaineita polttavissa höyrykattiloissa on erittäin haastavaa määrittää polttoainevirta ja sen ominaisuudet riittävän tarkasti. Tapauksissa, jolloin polttoainevirtaa ei pystytä tarkoin määrittelemään, on hyötysuhde määriteltävä epäsuoralla menetelmällä. Polttoainevirran mittaaminen on vaikeaa kiinteistä polttoaineista niiden suurten vaihteluiden vuoksi. Päätös hyötysuhteen määrittelytavasta tulee kuitenkin tehdä virhetarkastelun avulla, jolloin suoran ja epäsuoran menetelmän laskennallisia virheitä verrataan toisiinsa ja valinta suoritetaan tarkemman menetelmän mukaan. [1, s.13.]

Standardin EN 12952-15 mukaan määriteltäessä höyrykattilan hyötysuhdetta tulee seuraavien määreiden olla mitattavissa [1, s. 54]:

- tuorehöyryn ja ulospuhallusveden massavirta
- kattilaan tulevien ja sieltä lähtevien vesi- ja höyryvirtojen paineet ja lämpötilat
- polttoaineen massavirta, alempi lämpöarvo, kosteus ja lämpötila
- palamisilman lämpötila ja kosteus
- savukaasujen happi- tai hiilidioksidi- ja häkäpitoisuudet.

Lisäksi olisi suotavaa saada mitattua seuraavat määreet:

- ulkoilman ja kattilahallin lämpötila ja ilmanpaine
- savukaasujen poistumislämpötila
- polttoprosessi muodostuvien sivutuotteiden massavirta.

3.1 Suora menetelmä

Hyötysuhteen määrittäminen suoralla menetelmällä on laskennallisesti erittäin yksinkertaista. Suorassa menetelmässä lasketaan höyrykattilaan polttoaineen mukana tuotu lämpöteho \dot{Q}_{pa} ja verrataan sitä saatuun kattilan hyötytehoon \dot{Q}_h . Ongelma suoralla menetelmällä tulee polttoainevirran määrittämisessä.

3.1.1 Hyötyteho

Hyötytehoksi lasketaan savukaasuista kattilassa kiertävään veteen ja höyryyn siirtynyt lämpöteho \dot{Q}_h . Lämmönsiirtopintoja höyrykattilassa ovat syöttöveden esilämmitin eli ekonomaiseri, keittoputket ja höyryntulistimet. Kattilan hyötyteho saa muodon, joka on esitetty kaavassa

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{th}(h_{th} - h_{sv}) + \dot{m}_{up}(h_{up} - h_{sv}) \quad (1)$$

\dot{m}_{th} on tuorehöyryn massavirta

h_{th} on tuorehöyryn entalpia

h_{sv} on syöttöveden entalpia

\dot{m}_{up} on ulospuhallusveden massavirta

h_{up} on ulospuhallusveden entalpia.

Mikäli höyrykattila, jonka hyötytehoa määritellään, sisältäisi höyryn välitulistuksen, tulisi myös välitulistuksessa höyryyn sitoutuva energia kaavaan 1. Ulospuhallus tapahtuu kattilan lieriöstä, jossa kattilavesi ja kylläinen höyry ovat samassa tilassa. Lopulta ulospuhalluksen massavirta menee viemäriin, mutta siihen sitoutunut energia voidaan kuitenkin hyödyntää ennen ulospuhallusveden johtamista viemäriin. Mikäli ulospuhallusveden energiaa ei voida hyödyntää, tulee tämä energia vähentää kaavassa 1. [1, s. 27.]

3.1.2 Omakäyttösähkö

Voimalaitos käyttää aina osan tuottamastaan sähköstä prosessin polttoprosessin ylläpitoon. Tätä prosessissa käytettävää sähköä kutsutaan omakäyttösähköksi. Omakäyttösähkön suurimpia kuluttajakomponentteja ovat syöttövesipumppu, palamisilmapuhaltimet sekä savukaasupuhallin. Lisäksi kiinteää polttoainetta käyttävissä voimalaitoksissa

sa sähköä kuluu polttoaineen käsittelyyn ja kuljetukseen. Omakäyttösähkö tulee määrittellä valitun taserajan sisäpuolella. Taserajojen asettelusta ei ole olemassa standardia, joten jokainen laitos voi valita itselleen sopivan taserajan. Tämä johtaa siihen, että eri laitosten hyötysuhteiden vertailu on vaikeaa, mikäli taserajat on valittu eri kriteerein.

3.1.3 Polttoaineteho

Kattilaan syötettävä polttoaineteho on riippuvainen polttoaineen massavirrasta ja polttoaineen alemmasta lämpöarvosta. Polttoainetehoa kuitenkin vähentää tarve lämmittää polttoaine syttymispisteeseen. Alempaa lämpöarvoa käytetään ylemmän sijasta, koska pääsääntöisesti savukaasujen sisältämä vesi on lämmönsiirtopintojen jälkeen olomuoltaan vielä höyryä. Mikäli savukaasut jäädytettäisiin niin viilleiksi, että vesihöyry lauhtuisi nesteeksi, voitaisiin käyttää ylemmää lämpöarvoa. Ylemmän ja alemman lämpöarvon ero johtuu polttoaineen sisältämän vedyn palamisessa syntyvästä vedestä, jonka höyrystymisenergiaa ei saada talteen. Amerikassa käytetään polttoainetehon määrittämisessä ylemmää lämpöarvoa ja muualla maailmassa pääsääntöisesti alempaa lämpöarvoa. [8, s. 122.]

Kattilaan tuodun polttoaineen lämpöteho voidaan laskea kaavalla

$$\dot{Q}_{pa} = \dot{m}_{pa} \left[\frac{H_u + \bar{c}_{pa}(t_{pa} - t_r)}{1 - \frac{\dot{m}_{ppa}}{\dot{m}_{pa}}} + \mu_i \bar{c}_{pi}(t_i - t_r) \right] \quad (2)$$

\dot{m}_{pa} on polttoaineen massavirta

H_u on lämpökapasiteetti

\bar{c}_{pa} on keskimääräinen ominaislämpökapasiteetti

t_{pa} on polttoaineen lämpötila

t_r on referenssilämpötila

\dot{m}_{ppa} on palamattoman polttoaineen massavirta

μ_i on palamisilman ja polttoaineen massasuhte

\bar{c}_{pi} on palamisilman ominaislämpökapasiteetti

t_i on palamisilman lämpötila.

Kaavassa on otettu huomioon polttoaineen ja palamisilman lämmittämiseen kuluva energia. [1, s. 30.]

3.1.4 Hyötysuhde

Suorassa laskentamenetelmässä höyrykattilan terminen hyötysuhde lasketaan kaavalla

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_{pa}}. \quad (3)$$

Kaava 3 antaa kattilan hyötysuhteen arvona $0 < \eta_k < 1$. Mikäli hyötysuhde halutaan prosentteina, kerrotaan kaavalla 3 saatava tulos 100 %:lla.

3.2 Epäsuora menetelmä

Hyötysuhteen epäsuorassa määrittelyssä vaiheita on enemmän kuin suorassa määrittelytavassa. Kiinteää polttoainetta käyttävän voimalaitoksen polttoaineen sisältämää energiaa ei päästä helposti varmistamaan, jolloin hyötysuhde on määriteltävä epäsuoralla menetelmällä. Siinä on toisaalta etuna, että sen avulla saadaan määriteltyä missä prosessin häviöt syntyvät. Häviöiden syntypaikka on tärkeä tieto, jotta prosessia voidaan optimoida vähentämällä häviöitä.

Epäsuora menetelmä on tarkempi määrittystapa kuin suora menetelmä. Vertailtaessa samasta prosessista laskettuja tuloksia eri menetelmillä on laskettujen hyötysuhteiden ero noin 0,2–1,2 %, niin että epäsuoralla menetelmällä saadaan pienempi hyötysuhde. [2, s. 2.]

3.2.1 Savukaasuhäviö

Savukaasuhäviö on höyrykattilan suurin yksittäinen häviö. Sen suuruus kaikista häviöistä on noin 70–80 %. Savukaasuhäviö kuvaa savukaasujen ja ympäristön lämpötilan eroa. Häviön määrä riippuu savukaasujen happipitoisuudesta, polttoaineen kosteudesta, kattilan mahdollisista höyryvuodoista ja savukaasujen loppulämpötilasta. Kattilaan tuodusta polttoainetehosta 5–10 % hukkuu savukaasuhäviönä. [2, s. 17–18.]

Voimalaitoksen yhtenä pääsäätonä toimii savukaasujen happipitoisuuden mittaaminen. Kiinteille polttoaineille savukaasun happipitoisuuden tavoitearvo on 4 %. Jos happipitoisuus nousee prosentilla 5 %:iin, heikkenee voimalaitoksen hyötysuhde 0,5–0,8 %. [2, s. 17.]

Polttoaineen kosteus vaikuttaa myös oleellisesti savukaasuhäviön suuruuteen. Kosteuden lisääntyessä kuluu enemmän energiaa polttoaineen sisältämän veden lämmittämiseen ja höyrystämiseen. Esimerkiksi jos oletetaan polttoaineen kosteuden olevan 60 %, mutta se on todellisuudessa 65 %, on savukaasuhäviön ero noin 10 %. Tämä puolestaan vaikuttaa hyötysuhteeseen 1,5–2 %. Syntyy siis 1,5–2 %:n virhe hyötysuhteen määrittämisessä niin, että laskennasta saadaan parempi hyötysuhde kuin se todellisuudessa on. Kosteuden muutos vaikuttaa poistuvien savukaasujen ominaislämpökapasiteettiin. Kosteuden lisääntyessä ominaislämpökapasiteetti kasvaa, jolloin sama tilavuusvirta kuin ennen sisältää enemmän energiaa. Virhettä voidaan pienentää mittaamalla savukaasujen kosteus, jolloin häviö saadaan laskettua todellisella arvolla. [2, s. 17.]

Standardi EN 12952-15 määrittelee laskentakaavat savukaasuhäviölle polttoaineen massavirran ja savukaasun massavirran mukaan. Koska kiinteän biopolttoaineen massavirran tarkka määrittäminen on ongelmallista, valitaan laskentakaava, joka pohjautuu savukaasun massavirtaan. Savukaasuhäviön laskentakaava saa muodon, joka on esitetty kaavassa

$$\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{sk}[(1 - x_{H_2O})\bar{c}_{psk}(t_{sk} - t_r) + x_{H_2O}\bar{c}_{ph}(t_{sk} - t_r)] = \dot{m}_{sk}\bar{c}_{pksk}(t_{sk} - t_r) \quad (4)$$

\dot{m}_{sk} on savukaasujen massavirta

x_{H_2O} on savukaasujen kosteus

\bar{c}_{psk} on kuivien savukaasujen ominaislämpökapasiteetti

t_{sk} on savukaasujen lämpötila

\bar{c}_{ph} vesihöyryn ominaislämpökapasiteetti

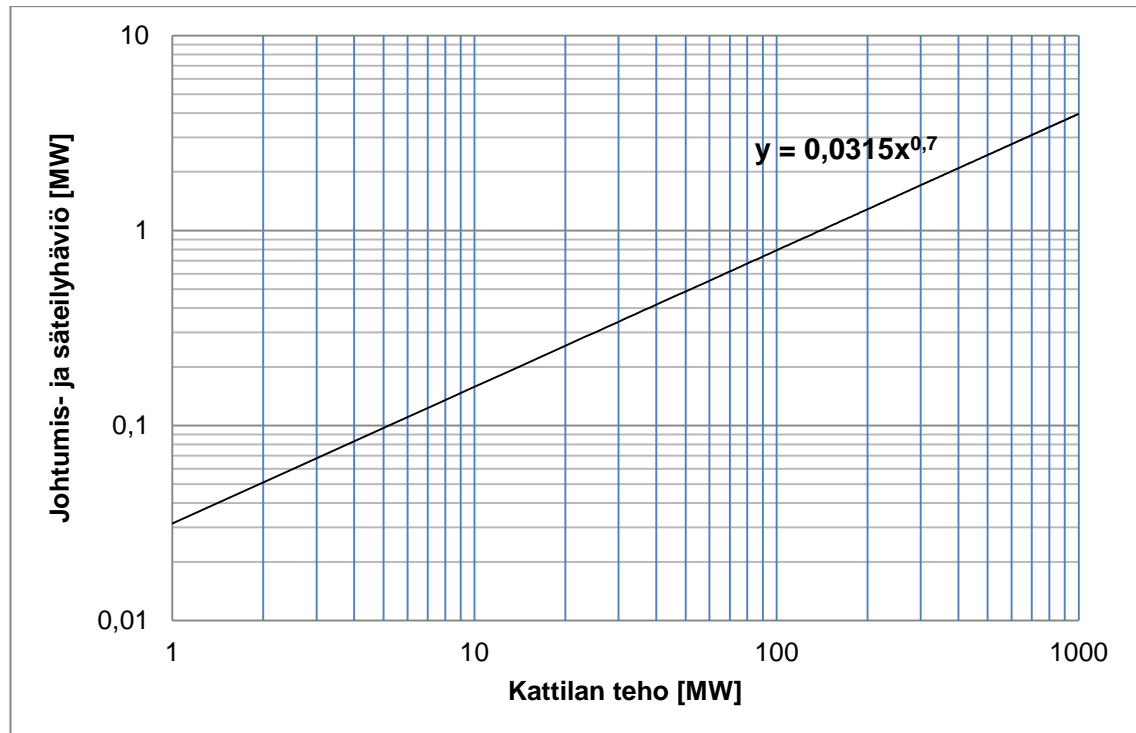
\bar{c}_{pksk} on kosteiden savukaasujen ominaislämpökapasiteetti. [1, s. 33.]

3.2.2 Kattilan ja putkiston lämpöhäviöt

Kattilasta ja sen ulkopuolella kulkevista putkistoista johtuu ja säteilee lämpöä ympäröivään ilmaan. Mikäli palamisilma otetaan kattilahallin sisältä, saadaan kattilan säteily- ja johtumishäviöistä suuri osa talteen palamisilman esilämmityksenä, kuitenkin enintään 70 %. Säteily- ja johtumishäviöitä voitaisiin vähentää lisäämällä eristeitä kattilan ja putkistojen ympärille, mutta se ei olisi enää taloudellisesti kannattavaa häviöiden suuruuden ollessa kuitenkin vain noin 0,5–2 % polttoainetehosta. Kattilan ja putkiston eristys suunnitellaan siten, että niiden pintalämpötilat ovat korkeintaan 20–30 °C ympäristöä lämpimämmät. [2, s. 21–22.]

Säteily- ja lämpöhäviöt pysyvät lähes vakiona riippumatta kattilan kuormituksesta. Jos säteily- ja johtumishäviöt ovat 1 % polttoainetehosta 100 % kuormituksella, on häviö 2 % ajettaessa kattilaa 50 %:n teholla. Kattilatehon kasvaessa sen ulkomitat eivät kuitenkaan kasva samassa suhteessa, jolloin seinäpinta-alaa suhteessa tehoon on isossa kattilassa vähemmän kuin pienessä. Tämä vähentää ison kattilan suhteellisia säteily- ja johtumishäviöitä. Takuukokeiden pöytäkirjoissa Kelvon kattilan johtumis- ja säteilyhäviöksi \dot{Q}_{js} on määritelty $634 \frac{kJ}{s}$. [2, s. 21–22; 7, liite 3.]

Kattilan johtumis- ja säteilyhäviö voidaan määrittää kuvaajasta (kuva 1), joka on tehty standardin EN 12952-15 mukaan leijukerroskattiloille. Kaava on empiirisesti määritelty vastaamaan leijukerrospolton olosuhteita. [1, s. 38–39.]



Kuva 1. Kuvaaja esittää kattilan johtumis- ja säteilyhäviön riippuvuutta kattilan maksimaalisesta hyötytehosta logaritmisella asteikolla.

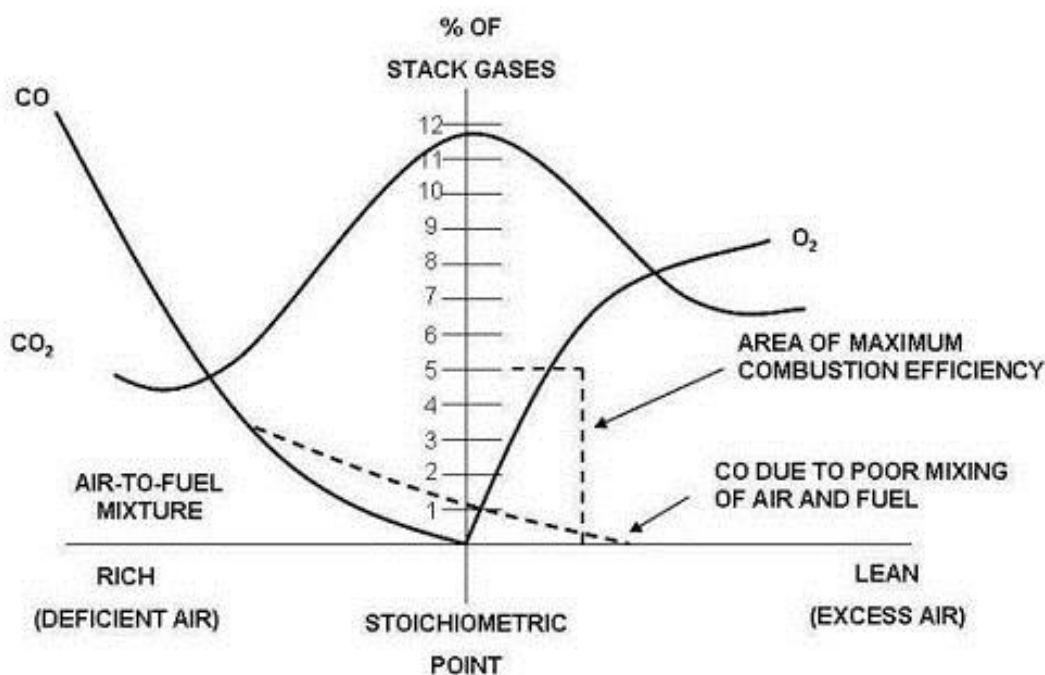
3.2.3 Polttoaineen hehkutushäviö

Polttoaineen hehkutushäviö syntyy palamattoman kiinteä polttoaineen mukana menetystä lämpöpotentiaalista. Hehkutushäviön suuruus saadaan palamatta jääneen polttoaineen massavirran ja polttoaineen lämpökapasiteetin tulosta. Häviön suuruus riippuu palamisolosuhteista ja kattilatyypistä. Takuukokeessa leijukerroskattilalle oletetaan 0 %:n palamattoman polttoaineen osuus. Hiilipöly- ja arinakattilalle oletetaan 5 %:n palamattoman polttoaineen osuus. [1, s. 37.]

3.2.4 Palamattomien savukaasujen häviö

Palamattomien savukaasujen häviö johtuu epätäydellisen palamisen seurauksena jäljellejäävästä puhtaasta vedystä, hiilivedyistä ja häkäkaasusta. Näiden mukana menetetään niiden lämpökapasiteetin suuruinen energia. Enimmäkseen palamattomien kaasujen häviö muodostuu häkäkaasusta. Häkäkaasun määrä voi vaihdella suuresti prosessin aikana. Eniten häkäkaasun muodostumiseen vaikuttaa kattilan ilmakerroin, eli yliilmamäärä. Ilmakertoimen laskiessa nousee savukaasujen häkäpitoisuus voimakkaasti.

häkäpitoisuuden nousua on havainnollistettu kuvassa 2. Hään määrää tarkkaillaan mitareilla reaaliaikaisesti, jolloin sen muutokseen voidaan puuttua säätämällä palamisilman syöttöä. Ilmakerrointa ei kuitenkaan kannata nostaa turhan suureksi, koska savukaasuhäviö nousee voimakkaasti ilmakertoimen vaikutuksesta. Häkäpitoisuudelle ja ilmakertoimelle etsitään optimisuhte, jolloin häkäpitoisuus on mahdollisimman matala, savukaasuhäviön kuitenkin nousematta liian suureksi. Optimisuhteella haetaan siis säätoalue, jolla näiden kahden yhteishäviö on mahdollisimman pieni. [2, s. 20.]

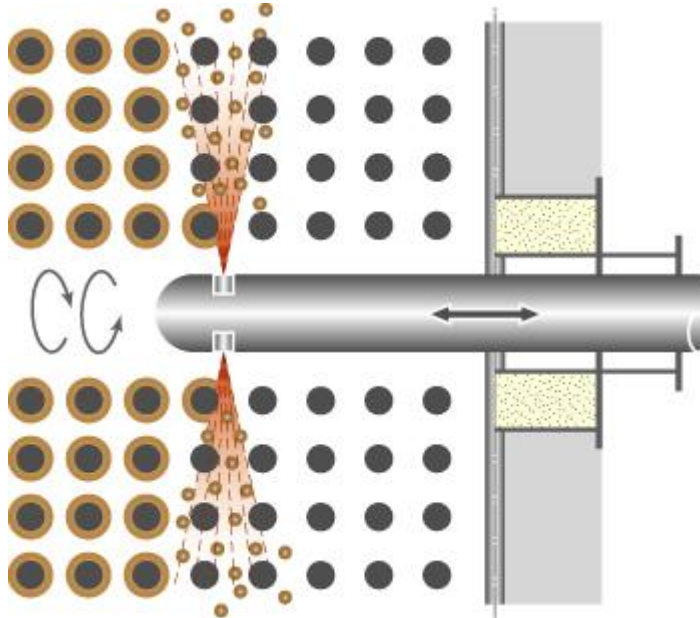


Kuva 2. Kuvaaja esittää hiilimonoksidin, hiilidioksidin ja hapen pitoisuuksien muutosta savukaasuissa ilmakertoimen funktiona [8].

3.2.5 Nuohoushöyry

Höyrykattilan lämmönsiirtopintoja tulee puhdistaa aika ajoin, jotta lämmönsiirto voi tapahtua tehokkaasti savukaasuista höyryyn ja veteen. Lämmönsiirtopinnoille kertyy käytön aikana nokea ja tuhkaa, jotka heikentävät lämmönsiirtoa. Lämmönsiirtopintojen puhdistusta kutsutaan kattilan nuohoukseksi. Nuohoukseen käytetään kattilan tuottamaa korkeapaineista höyryä. Nuohous suoritetaan vaiheittain putkipaketeille kattilan konvektio-osassa, jossa putket ovat lähellä toisiaan ja poikittain savukaasukanavaan nähden. Näitä putkipaketteja ovat veden esilämmittimet, tulistimet ja ilman esilämmittimet.

Nuohouksen aikana paineistettu höyry syötetään nuohoimeen, joka liikkuu savukaasukanavan poikki nuohoimen samalla pyöriessä. Nuohoinputken päässä on reikiä, joista paineistettu höyry virtaa suurella nopeudella vasten lämmönsiirtopintoja. Törmätessään putkiin suurella nopeudella saa voimakas virtaus lian irtaamaan. Nuohoimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 3.



Kuva 3. Höyrynuohoimen toimintaperiaate [3].

Nuohoukseen käytetty höyry sisältää runsaasti energiaa. Nuohoushöyry sekoittuu savukaasuihin, jolloin myös höyry kulkee lämmönsiirtopintojen kautta luovuttaen niille lämpöä. Tästä nuohoushöyryn energiasta saadaan talteen kuitenkin vain 10–20 % [2, s. 22]. Näin pieni palautusprosentti johtuu siitä, että nuohoushöyryn sisältämä energia on suurelta osin höyrystymisenergiaa. Tätä ei normaalioloissa saada lämmönsiirtopinnoilla talteen, koska veden lauhtumista ei tapahdu savukaasukanavassa. Toisaalta höyryn lauhtuminen lämmönsiirtopinnoille ei olisi edes suotavaa suurentuvan korrosiovaaran vuoksi. Nuohoukseen kuluva energia riippuu nuohouksen kestosta ja nuohouskerroista. Nuohoushöyryn energia voidaan ilmaista kaavalla

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_n(h_n - h_{sv}) \quad (5)$$

\dot{m}_n on nuohoushöyryn massavirta

h_n on nuohoushöyryn entalpia.

3.2.6 Pohja- ja lentotuhka

Biomassan leijukerros poltossa syntyy runsaasti pohja- ja lentotuhkaa. Pohjatuhka sisältää pääosin inerttiä, eli reagoimatonta petimateriaalia, palamatonta polttoainetta ja tuhkaa. Pohjatuhka poistuu kattilasta kovassa lämpötilassa. Käytössä olevan leijukeroksen lämpötila vaihtelee 750–950 °C välillä. Pohjatuhkan poiston yhteydessä poistuu kattilasta energiaa, jonka määrä on laskettavissa pohjatuhkan ominaislämpökapasiteetin, massan ja lämpötilan avulla. Leijukerroskattilan petimateriaalia on vaihdettava säännöllisesti, jotta leijutusolosuhteet pysyvät sopivina. Mikäli samaa petimateriaalia käytetään liian pitkään, alkaa hiekan raekoko suurentua sintraantumisen seurauksena. Raekoon kasvaessa hiekka ei leiju enää yhtä helposti. Suurempien rakeiden pinta-ala on painoon nähden pienempi, jolloin ne tarvitsevat suuremman leijutusilman nopeuden saavuttaakseen riittävän leijumisen. Uuden petimateriaalin raekoko on kuplivalla leijukerroksella 1 mm, kun se kiertoleijukattilalle on 0,5 mm. Vaarana on, että petimateriaalin leijunta loppuu, jolloin hiekan lämpötila nousee liian suureksi ja koko peti sulaa yhtenäiseksi niin sanotuksi kakuksi. Tällöin kattila joudutaan ajamaan alas ja kivettynyt hiekkakakku poistamaan mekaanisesti tulipesästä.

Lentotuhkaksi kutsutaan poltossa syntyviä hiukkasia, jotka kulkeutuvat kattilan läpi. Lentotuhka kerätään talteen ennen savukaasupuhallinta joko sähkösuodattimella tai kangassuodattimilla. Lentotuhka on lämpötilaltaan savukaasujen lämpöistä eli suodattimen kohdalla noin 150 °C. Lentotuhkaan on siis sitoutunut lämpöenergiaa sen lämpötilaeron verran, joka vallitsee savukaasun ja kattilahallista imetyn palamisilman välillä. Lentotuhkan koostumus vaikuttaa sitoutuneeseen lämpöenergiaan. Koostumus määrää lentotuhkan ominaislämpökapasiteetin. Keskimääräisenä arvona lentotuhkan ominaislämpökapasiteetille välillä 25–200 °C voidaan pitää $0,84 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ ja pohjatuhkalle $1,0 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ [1, s. 11].

Tuhkahäviöt ovat pienet verrattuna kattilan muihin häviöihin, jos palamattoman polttoaineen osuus pysyy matalana. Kattilalle suoritettujen takuukokeiden aikana lentotuhkahäviöksi on määritetty $290 \frac{kJ}{s}$ kattilan kuorman ollessa $28 \frac{kg}{s}$ [7, liite 4]. Lentotuhkan mukana poistuvan lämpövirran suuruus on laskettavissa kaavalla

$$\dot{Q}_{lt} = \dot{m}_{ppa\ esp} H_{ppa} + \dot{m}_{lt} * \bar{c}_{lt} (t_{sk} - t_r) \quad (6)$$

$\dot{m}_{ppa\ esp}$ on palamattoman polttoaineen massavirta sähkösuodattimeen

H_{ppa} on palamattoman polttoaineen lämpökapasiteetti

\dot{m}_{lt} on lentotuhkan massavirta

\bar{c}_{lt} on lentotuhkan ominaislämpökapasiteetti.

Pohjatuhkan lämpöhäviö saadaan laskettua kaavalla

$$\dot{Q}_{pt} = \dot{m}_{pt} [\bar{c}_{pt} (t_{pt} - t_r) + \dot{m}_{ppa\ pt} H_{ppa}] \quad (7)$$

\dot{m}_{pt} on pohjatuhkan massavirta

\bar{c}_{pt} on pohjatuhkan ominaislämpökapasiteetti

t_{pt} on pohjatuhkan lämpötila tulipesässä

$\dot{m}_{ppa\ pt}$ on palamattoman polttoaineen massavirta pohjatuhkaan.[1, s. 35.]

3.2.7 Rikipoisto

Metsähake sisältää keskimäärin 0,02 m-% rikkiä. Seospolttoaineena käytettävässä jysinturpeessa rikkiä on noin 0,19 m-%. Savukaasujen rikipoisto tapahtuu Kelvolla injektoimalla kalkkia savukaasujen sekaan tulipesässä. Kalkki reagoi kattilassa muodostuneen rikkidioksidin kanssa muodostaen kalsiumsulfaattia, joka kerätään savukaasuista sähkösuodattimella. Pääpolttoaineen ollessa metsähake on kattilassa muodostuva rikkidioksidin määrä pieni verrattuna pelkkää turvetta polttavaan laitokseen.

Rikipoistossa tapahtuva kokonaisreaktio on kemiallisesti endoterminen ja kuluttaa näin lämpöenergiaa toimiakseen. Reaktio kuluttaa $323 \frac{kJ}{mol}$ rikkidioksidia. [1, s.49.]

3.2.8 Hyötysuhde

Höyrykattilan terminen hyötysuhde epäsuoralla menetelmällä saadaan, kun saatu hyötytehosta jaetaan häviöiden ja hyötytehon summalla. Kattilan hyötysuhteen kaava on

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h + \sum \dot{Q}_{häv}}, \quad (8)$$

missä $\sum \dot{Q}_{häv}$ on kaikkien laskettujen häviöiden summa.

4 Turbiinilaitoksen hyötysuhteen määrittäminen

Turbiinilaitos on voimalaitoksen toinen osa kattilalaitoksen lisäksi. Yhdessä ne muodostavat kokonaisen voimalaitoksen. Turbiinilaitos muuttaa kattilalaitoksen tuottaman energian, joka on sitoutunut höyryyn, ajotavan mukaan sähköksi ja lämmöksi. Turbiinilaitokselta sähkö- ja lämpöenergia jaetaan edelleen asiakkaille.

4.1 Paisunnan häviöt

Jos pystyttäisiin rakentamaan täysin ideaalinen höyryturbiini, jossa ei olisi ollenkaan häviöitä, olisi turbiiniprosessin hyötysuhde 50–55 %. Täysin isentrooppista paisuntaa ei voida kuitenkaan saavuttaa, jolloin höyryturbiinin läpi virtaamasta lämpöenergiasta saadaan 35–45 % muutettua turbiinin pyörimisenergiaksi. Toisin sanottuna kattilan höyrytehosta hieman vajaa 35–45 % saadaan muutettua sähköksi höyryturbiinin avulla. Turbiiniprosessin hyötysuhde on voimakkaasti riippuvainen tuorehöyryn lämpötilasta ja paineesta. Lisäksi mahdollisen välitulistuksen lämpötila vaikuttaa turbiiniprosessin hyötysuhteeseen. Lauhdutusvoimalaitoksesta saadaan enemmän sähköä kuin vastapainevoimalaitoksesta, koska lauhdutusvoimalaitoksessa höyry pääsee paisumaan pienempään paineeseen. Tällöin höyryn entalpiasta suurempi osa jää turbiiniin kuin vastapainevoimalaitoksessa. [2, s. 28.]

4.2 Turbiinin sisäiset häviöt

Turbiinin sisäiset häviöt koostuvat höryvirtausta hidastavista tekijöistä, jolloin osa höyryn sisältämästä energiasta kuluu häviöihin. Turbiiniprosessin sisäiset häviöt syntyvät seuraavista tekijöistä:

- suutinhäviö
- siivistöhäviö
- ulosvirtaushäviö
- vuotohäviö
- pyöräkitkahäviö
- tuuletushäviö
- sisäiset vesitykset.

Suutinhäviö syntyy suuttimien kulumisesta sekä niiden pintaan syntyneistä kerrostuksista [2, s. 30].

Siivistöhäviö koostuu monesta osatekijästä, jotka hidastavat höryvirtausta turbiinin siipisolissa. Kitkahäviön suuruus on riippuvainen siiven pinnankarheudesta ja leveydestä. Sysäyshäviö syntyy höyryn törmäyksestä siipeen ja siitä, että höryvirta ei ole törmätessään siiven tangentin suuntainen, jolloin virta törmää siiven selkään ja törmäys hidastaa höryä. Pyörrehäviö syntyy juoksusiipien kärkien ja siipikanavan väliin jäävän hörytilan takia. Suunnanmuutoshäviö johtuu höryvirran kääntymisestä sen kulkiessa juoksusiiviltä johtosiiville. Johtosiivet pakottavat höyryn toiseen suuntaan kuin juoksusiivet. [2, s. 30.]

Ulosvirtaushäviö johtuu turbiinista poistuvan höyryn suuresta nopeudesta. Ulosvirtaushäviö on siis höyryn liike-energiaa. Vastapaineturbiinilla höyryn ulosvirtausnopeus on luokkaa $100 \frac{m}{s}$, kun se lauhdeturbiineille on puolestaan jopa $250 \frac{m}{s}$. Turbiinin vyöhyk-

keeltä toiselle kulkevan höyryn nopeus saadaan talteen aina seuraavalla vyöhykkeellä. Poikkeuksena säätövyöhykkeeltä poistuva höyryvirta muuttuu pyörteiseksi, jolloin liike-energia muuttuu hyödyttömäksi. Vyöhykkeiden väläyksen ollessa pieni saadaan edellisen vyöhykkeen ulosvirtausnopeus paremmin hyödynnettyä seuraavalla vyöhykkeellä. Viimeiseltä vyöhykkeeltä poistuva höyryn liike-energia menetetään, koska mikään komponentti ei käytä sitä hyödyksi. [2, s. 30.]

Vuotohäviöllä tarkoitetaan höyryn pääsyä turbiinin matalampipaineiseen osaan ilman, että se on luovuttanut energiaansa turbiinin akselin pyörittämiseen. Toisaalta tämä ei mene täysin hukkaan, koska seuraavan vyöhykkeen lämpötila nousee ja se saadaan hyötynä ulos akselilta. [2, s. 31.]

Sisäisillä vesityksillä tarkoitetaan turbiinissa lauhtuneen veden poistoa. Mikäli lauhtumista tapahtuu ylipaineellisissa osissa turbiinia, höyrystyy poistettava vesi paineen las-
kiessa. Paine laskee, kun lauhde johdetaan ulospuhallussäiliöön. Mikäli ulospuhallus-
säiliöön ei ole liitetty lämmöntalteenottoa, menetetään lauhteen sisältämä energia.

4.3 Turbiinin mekaaniset häviöt

Turbiinin mekaanisilla häviöillä tarkoitetaan sen ulkoisia häviöitä. Turbiinin mekaaniset häviöt eivät johdu itse turbiinista vaan siihen liitetyistä laitteista ja osista. Mekaaniset häviöt höyryturbiinissa ovat pienet suhteutettuna sen tehoon. Ulkoiset häviöt aiheutuvat laakeri- ja tiivistekitkasta, mahdollisesta alennusvaihteesta, lämpöhäviöstä ympäristöön, voitelupumpun ja säätölaitteen häviöistä sekä tiivistepesähäviöstä. Mekaaniseksi hyötysuhteeksi höyryturbiinille muodostuu 99,6–99,9 %. [2, s. 31–32.]

4.4 Generaattorin häviöt

Generaattorin häviöt ovat 1–2 %:n luokkaa generaattorin tehosta. Häviöt ovat pääosin lämpöhäviöitä, jotka syntyvät sähkövirran vaikutuksesta. Lisäksi generaattorissa on magnetoimishäviöitä ja pyörrehäviöitä. Häviöt synnyttävät generaattorin sisällä lämpöä, joka pitää poistaa, jotta generaattori toimisi optimistisissa olosuhteissa. Esimerkiksi 100 MW:n generaattorissa syntyy 1–2 MW lämpöä, generaattorin käydessä täydellä teholla.

4.5 Pumput

Turbiinilaitoksen lauhde- ja kaukolämpöpumppujen käyttämä teho riippuu massavirrasta ja paine-erosta pumpun yli. Pumppujen hyötysuhde on parhaimmillaan niiden käytössä lähellä nimellistehoaan. Toisaalta pumppujen tuottoa pitää pystyä säätämään tarpeen mukaan. Energiatehokkain säätötapa on kierrosnopeuden säätö taajuusmuuttajan avulla. Lauhdepumppujen tehtävänä on siirtää lämmönvaihtimessa lauhtunut vesi takaisin syöttövesisäiliöön. Kaukolämpöpumppu puolestaan takaa riittävän paine-eron kaukolämpöverkossa, jotta kuluttajille saadaan taattua riittävä lämmönsaanti. Turbiinilaitoksen pumput ovat pääsääntöisesti kaikki kahdennettu, jotta yhden pumpun häiriölanteessa koko tuotanto ei keskeydy. Pumppujen kytkentätavat tulee miettiä aina laitospohtaisesti, jotta saadaan aikaan mahdollisimman energiatehokas pumppausjärjestelmä. Pumppujen kytkentätavat ovat rinnan- ja sarjaankytkentä.

4.6 Prosessilämpö

Prosessilämpö tehdään turbiinin väliottohöyryllä, jonka paine riippuu tarvittavasta lämpötilasta, jota asiakas haluaa voimalaitoksen toimittavan. Voimalaitokselta prosessilämpö voidaan toimittaa asiakkaalle joko höyrynä tai kuumavetenä. Kuumavedellä tarkoitetaan paineistettua vettä, jonka lämpötila on yli veden kiehumispisteen normaalissa ilmanpaineessa. Kelvon prosessilämmönsiirtimeen teho on 10 MW.

Prosessilämmön lämpötila vaikuttaa höyryturbiinin suoritusarvoihin. Mikäli vaaditaan suurta lämpötilaa prosessilämpöön, laskee voimalaitoksen rakennusaste. Se laskee väliottohöyryn korkean paineen vuoksi. Jos höyry pääsisi turbiinissa paisumaan pienempään paineeseen, syntyisi enemmän sähköä, mutta ei voitaisi tuottaa enää riittävästi lämpöä prosessilämpöasiakkaalle.

4.7 Kaukolämpö

Asutuskeskusten läheisyydessä sijaitsevilla voimalaitoksilla tuotetaan sähkön lisäksi myös kaukolämpöä. Kun voimalaitoksen prosessissa otetaan höyrynlauhtumisenergia turbiinin jälkeen talteen, kutsutaan laitosta yhteistuotantolaitokseksi. Yhteistuotantolaitoksen kokonaishyötysuhde voi parhaimmillaan olla yli 90 % polttoainetehosta. Ero on

merkittävä verrattuna lauhdutusvoimalaitokseen, jonka hyötysuhde on tyypillisesti 30–50 % riippuen käytetystä prosessista. Kelvon kaukolämmönsiirtimen yhteisteho on 15–50 MW. Alle 15 MW:n kaukolämpöteholla joudutaan biovoimalaitos ajamaan alas ja tuottamaan kaukolämpöverkon tarvitsema energia muilla laitoksilla. Tätä pienemmillä tehoilla joudutaan laitos ajamaan alas ja korvaamaan tuotanto muilla laitoksilla.

Kaukolämmön lähtevä lämpötila vaihtelee ulkolämpötilan mukaan kesän 80 °C:sta talven kovinten pakkasten aikaiseen 120 °C:n lämpötilaan. *”Kaukolämmön paluulämpötilan nousu 1 °C vähentää sähköntuotantoa noin 0,2 %. Kaukolämmön menolämpötilan nousu 1 °C vähentää sähköntuotantoa noin 1 %.”* [5, s. 298.]

Kaukolämmönsiirtimiä on yleensä kaksi kappaletta höyryturbiinin jälkeen. Ensimmäiselle siirtimelle höyry tulee matalapaineturbiinin perästä. Tämä lämmönsiirrin toimii alipaineisena, koska sen lämpötila on 40–70 °C, jolloin höyryn saturaatiopaine on alle atmosfäärisen paineen. Alipaineiseen lämmönsiirtimeen voi syntyä ilmavuotoja, jolloin lämmönsiirtokerroin lämmönsiirtimen sisällä pienenee. Ilmavuoto johtaa lämpötilannousuun lämmönsiirtimessä, jolloin vastapaine turbiinille kasvaa. Tällöin menetetään hie-man sähkötehoa ja toisaalta ilman mukana höyrykiertoon pääsee epäpuhtauksia. Toisen lämmönsiirtimen paine on lähellä ilmakehän painetta, jolloin ilmavuodon riski pienenee.

Kaukolämmön lämpötiloja ei kuitenkaan ole suotavaa muuttaa useita asteita kerralla. Nopeasti tapahtuva suuri lämpötilanmuutos aiheuttaa kaukolämpöverkkoon suuria jännityksiä, jotka saattavat pahimmassa tapauksessa rikkoa putken.

4.8 Turbiinilaitoksen kokonaishyötysuhde

Kokonaishyötysuhde saadaan laskettua kaavalla

$$\eta_t = \frac{\sum \dot{Q}_{hyöty}}{\dot{Q}_h}, \quad (9)$$

missä $\sum \dot{Q}_{hyöty}$ on sähkön nettotehon, kaukolämpö- ja prosessilämpötehojen summa.

5 Voimalaitoksen kokonaishyötysuhde

Kokonaishyötysuhde on riippuvainen kattila- ja turbiinilaitoksen toiminnasta. Voimalaitoksen kokonaishyötysuhde saadaan laskettua kaavalla 10.

Kattilan ajotavalla on suuri merkitys sen hyötysuhteelle. Ajettaessa kattilaa pienellä teholla on hyötysuhde pienempi kuin suurella teholla, koska kuormasta riippumattomat häviöt pysyvät samoina pienellä kuormalla. Pienellä kattilan teholla vakiona pysyvien häviöiden osuus hyötytehosta on suurempi. Ajettaessa kattilaa minimiteholla on savukaasujen happipitoisuus korkeampi kuin täydellä teholla. Happipitoisuuden kasvaessa kasvaa myös terminen savukaasuhäviö.

$$\eta_{kok} = \eta_k * \eta_t \quad (10)$$

6 Laskentamallin valinta

Kelvolle sopivaksi laskentamalliksi valittiin epäsuora laskentamenetelmä. Epäsuoran laskentamenetelmän valintaan päädyttiin pääasiassa polttoaineen tarkan massavirran määrittämisen vaikeuden vuoksi. Lisäksi valittu laskentatapa antaa tarkempaa tietoa prosessin eri osista kuin suora laskentamenetelmä, joten tietoa pääsee hyödyntämään tarkemmin prosessin parantamiseksi. Varsinainen hyötysuhdelaskentaohjelma tullaan tilaamaan Metso Oyj:ltä. Metsoa pidettiin luonnollisena valintana, koska Kelvon höyrykattila on Metson toimittama. Laskentaohjelma otetaan käyttöön syksyllä 2013 Kelvon huoltoseisakin jälkeen. Tilattava laskentaohjelma sisältää kattila- ja turbiinilaitoksen hyötysuhteen. Laskennan päivitystaajuudeksi tulee 5 tai 10 min. Ohjelma kerää prosessidatan ja laskee siitä minuuttikeskiarvot, joiden mukaan varsinainen hyötysuhde lasketaan. Laskentaohjelmalla on halutessa mahdollista laskea myös pidemmän ajan keskiarvoja kuten 1 kk ajanjaksolta. Hyötysuhteen parantamiseksi ei voi tehdä kovin nopeita muutoksia prosessissa. Prosessin pitää antaa tasaantua ja saavuttaa stationäärinen tila, jotta hyötysuhteen määrittäminen olisi luotettavaa. [6.]

7 Valitun laskentamallin edellytykset voimalaitokselle

Epäsuorassa hyötysuhteen laskentamenetelmässä pitää pystyä määrittämään useita eri prosessiarvoja. Mitattavat arvot ovat lämpötiloja, paineita ja paine-eroja, tilavuus- ja massavirtoja, ainepitoisuuksia sekä massoja. Hyötysuhteen laskentaohjelma liitetään osaksi Metso DNA -automaatiojärjestelmää.

Kelvolle lisätään laskennan tarkkuuden parantamiseksi joitain prosessiarvojen mittauksia. Näistä oleellisimpia ovat savukaasun määrän mittaus sekä päästömittaus. Päästömittauksen tulee pystyä mittaamaan savukaasujen hiilidioksidi-, vesihöyry-, happi- ja typen oksidien pitoisuudet. Näiden avulla voidaan savukaasun tiheys ja ominaislämpökapasiteetti määritellä tarkasti. Terminen savukaasuhäviö on suurin yksittäinen häviö voimalaitoksella, joten sen mittauksessa voi syntyä myös suurimmat virheet. Höyryturbiinin ensimmäiseen väliottoon lisätään lämpötilamittaus, jolloin höyryn entalpia on helpompi määrittää. Väliotto 1:sen höyryä käytetään tukemaan väliotto 2:sta, mikäli sen teho ei jostain syystä riitä.

8 Mittausvirheet

8.1 Mittausinstrumenttien mittausvirheet

Mittauksen yhteydessä syntyy aina virhettä. Virheen suuruus riippuu käytetystä mittalaitteesta ja mittausolosuhteista. Virheiden minimoimiseksi kalibroidaan voimalaitoksen mittausinstrumentit säännöllisin väliajoin. Kalibroitu mittalaite toimii luotettavasti vain tietyllä mittausalueella. Mikäli mittausalue ylitetään tai alitetaan selvästi, ei mittautulosta voi pitää luotettavana. Esimerkiksi vastuslämpötila-anturin PT 100 mittavirhe saadaan laskettua kaavalla

$$u_{PT100} = 0,15 + 0,002t, \quad (11)$$

missä t on mitattu lämpötila [1, s. 73].

Kelvolla kaikki prosessin lämpötilamittaukset on toteutettu PT 100 -antureilla. Lämmönsiirtopintojen materiaali- ja lämpötila Kelvolla mitataan K-typin termopareilla. Kaikki hyötysuhteen laskennassa käytettävät lämpötila-anturit ovat PT 100 -antureita. Näiden

antureiden mittausvirheet eivät käytännössä vaikuta hyötysuhteen laskentaan havaittavalla tasolla. Muutokset jäävät niin pieniksi, etteivät ne vaikuta tuloksiin.

8.2 Mittausvirheiden vaikutus laskettuun hyötysuhteeseen

Tiettyjen mittausvirheiden vaikutus hyötysuhteeseen on mitätön, joten niitä ei ole syytä laskea. Tähän kategoriaan kuuluvia mittauksia ovat [1, s. 82.]

- polttoaineen ominaislämpökapasiteetti
- polttoaineen lämpötila
- hajotusilman massavirta
- hajotusilman entalpia
- polttoaineen käsittelylaitteiston teho
- savu-, kiertokaasupuhaltimen ja syöttövesipumpun tehot
- polttoaineen tuhkapitoisuus
- savukaasujen vesihöyrypitoisuus.

9 Kelvon hyötysuhteen määrittäminen

Keravan Energian biovoimalaitokselle Kelvolle on suoritettu takuukokeet kattilan ja turbiinilaitoksen osalta tammikuun 2009 lopulla. Takuukokeet on suoritettu useassa osassa eri kuormitustilanteita käyttäen.

Kattilan hyötysuhteen painotettu keskiarvo oli kokeiden aikana 93,45 %, joka on 3,2 % suurempi kuin takuuarvo. Tässä opinnäytetyössä lasketaan laitoksen hyötysuhde tilanteesta, joka vastaa kuormitukseltaan takuukokeen tilannetta. Laskentaan sopiva ajankohta löytyy vuodelta 2012, 1.12. klo 12.00–16.00. Laskettua tulosta verrataan takuukokeen aikaiseen hyötysuhteeseen ja päätellään, onko prosessissa tapahtunut hyötysuhteeseen vaikuttavia muutoksia. Mahdollinen hyötysuhteen heikkeneminen kasvattaa energiantuotannon kuluja. Jo yhden prosenttiyksikön muutos aiheuttaa merkittäviä kuluja. Päinvastoin hyötysuhteen nousulla taas saadaan aikaan tuotantokustannusten laskua. Polttoaineen hinnan ollessa $20 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$ vaikuttaa hyötysuhteen heikkeneminen 90 %:sta 89 %:iin polttoainekustannuksiin täydellä teholla, 73 MW, noin $18 \frac{\text{€}}{\text{h}}$. Koko ajokauden aikana tästä syntyy jo huomattava summa. Kattilan käyttöasteesta riippuen vaikutus voi vuositasolla olla lähelle 100 000 €.

Laskenta toteutettiin aiemmin valitulla menetelmällä, joka oli epäsuora menetelmä. Laskennassa tarkasteltiin prosessia 4 h ajanjaksolta ja laskettiin tarpeellisista prosessiarvoista minuuttikeskiarvot hyötysuhteen määrittämistä varten. Minuuttikeskiarvot saadaan poimittua Metso DNA -ohjausjärjestelmästä suoraan MS Exceliin. Koska savukaasun määramittausta ei ole tarkasteluajankohtana ollut käytettävissä, on savukaasuvirta laskettu syöttöveden esilämmittimen taseesta. Yksityiskohtaisemmin laskut on esitetty liitteessä 1.

Kattilalaitos

Savukaasun massavirta ekonomaiserin taseesta

$$\dot{Q}_{\text{vesi eko}} = \dot{Q}_{\text{sk eko}}$$

$$\dot{m}_{sv} \bar{c}_{p sv} (t_{sv 2} - t_{sv 1}) = \dot{m}_{sk} \bar{c}_{p sk} (t_{sk 1} - t_{sk 2})$$

$$\dot{m}_{sk} = \frac{\dot{m}_{sv} \bar{c}_{p\,sv} (t_{sv\,2} - t_{sv\,1})}{\bar{c}_{p\,sk} (t_{sk\,1} - t_{sk\,2})} = 40,874 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_{sk} = \frac{\dot{m}_{sk}}{\rho_{sk}} = 52,00 \frac{m^3}{s}$$

Terminen savukaasuhäviö piipusta

$$\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{skp} [(1 - x_{H_2O}) \bar{c}_{psk} (t_{sk} - t_r) + x_{H_2O} \bar{c}_{ph} (t_{sk} - t_r)] = \dot{m}_{skp} \bar{c}_{psk} (t_{sk} - t_r)$$

$$\dot{Q}_{sk} = 6246,1 \frac{kJ}{s}$$

Johtumis- ja säteilyhäviöt

Taulukon 1 mukaan häviö on 635 kW. Takuukokeessa on käytetty arvoa 634 kW.

Palamattomien savukaasujen häviö

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{Pa} V_{sk} Y_{COk} H_{CO}$$

Mittaus antaa CO -pitoisuuden kuivista savukaasuista ppm yksikössä. Kun ppm muutetaan $\frac{mg}{nm^3}$:ksi, saadaan hään massavirta laskettua.

$$1 \text{ ppm}_{CO} = \frac{V_m}{M_{CO}} = 1,146 \frac{mg}{nm^3}$$

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{CO} H_{CO} = 22,1 \frac{kJ}{s}$$

Nuohouksen aiheuttama häviö

Kelvon höyrykattilaa nuohotaan normaaliolosuhteissa keskimäärin kerran päivässä. Höyrynuohoimia kattilassa on yhteensä 14 kpl. Testin aikana nuohottiin vyöhykkeet 12–14 eli 3 vyöhykettä. Jos normaalin 14 vyöhykkeen nuohouksen jakaa tasaisesti koko päivälle, tulee 4 h aikana nuohottavaksi 2,33 vyöhykettä. Testin aikaiset 3 vyöhykettä siis vastaavat päivän keskimääräistä nuohoustarvetta. Nuohoushöyry otetaan suoraan tuorehöyryvirrasta ja paisutetaan sopivaan käyttöpaineeseen, joka on noin 25

bar. Nuohoushöyry siis paisutetaan tuorehöyrystä. Ideaalisessa paisutuksessa höyryn entalpia ei muutu, vaikka paine laskee, jolloin nuohoushöyryn entalpiana voidaan pitää tuorehöyryn entalpiaa.

Nuohoukset sijoittuivat aivan kokeen alkuun ja kestivät vain 7 min ajan. Tänä aikana nuohoushöyryä kului 595 kg. Jaettuna höyrymäärä koko kokeen kestolle saadaan nuohoushöyryn keskimääräiseksi massavirraksi $0,0413 \frac{kg}{s}$.

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_n(h_n - h_{sv}) = 115,4 \frac{kJ}{s}$$

Tuhkahäviöt

Joulukuussa 2012 käytetyn polttoaineen keskimääräinen lämpöarvo kilolle kuivaa polttoainetta oli 18,33 MJ/kgka. Käytetyn polttoaineen keskimääräinen tuhkapitoisuus oli 0,5 % kuiva-aineesta. Jotta tuhkahäviöt voidaan määrittää, tulee tehdä oletus polttoaineen massavirrasta. Polttoaineen massavirraksi, kattilan kuvitteellisen hyötysuhteen ollessa 93 %, tulee noin $4,25 \frac{kg}{s}$ kuivaa polttoainetta. Aiemmin suoritetuissa mittauksissa pohjatuhkan seassa on ollut palamatonta polttoainetta 0,59 m-%. Palamattoman polttoaineen massavirraksi saadaan tällöin noin $0,000582 \frac{kg}{s}$.

Pohjatuhkan massavirta muodostuu palamattomasta polttoaineesta, tuhkasta ja inertistä petimateriaalista. Näiden yhteenlaskettu massavirta on $0,10 \frac{kg}{s}$.

$$\dot{Q}_{pt} = \dot{m}_{ppa\ pt} H_{ppa} + \dot{m}_{pt} \bar{c}_{pt} (t_{pt} - t_r) = 93 \frac{kJ}{s}$$

Sähkösuodattimeen kertyneen lentotuhkan massa kokeen aikana oli 3740 kg. Massavirtana luku on $0,260 \frac{kg}{s}$. Palamattoman, lentotuhkan mukana poistuvan, polttoaineen osuudeksi on aiemmin mitattu 9,45 m-% lehtotuhkasta.

$$\dot{Q}_{lt} = \dot{m}_{ppa\ esp} H_{ppa} + \dot{m}_{lt} \bar{c}_{lt} (t_{sk} - t_r) = 479 \frac{kJ}{s}$$

Jatkuva ulospuhallus

$$\dot{Q}_{up} = \dot{m}_{up}(h_{up} - h_{sv}) = 240 \frac{kJ}{s}$$

Rikinpoiston reaktiolämpö

Kalkkikiveä syötettiin kattilaan $200 \frac{kg}{h}$ eli koko kokeen aikana yhteensä 800 kg. Käytetyn polttoaineseoksen keskimääräinen rikkipitoisuus oli 0,054 % kuiva-aineesta. Tällöin kattilaan tuli rikkiä polttoaineen mukana keskimäärin $0,00232 \frac{kg}{s}$. Ainemääränä luku vastaa $0,073 \frac{mol}{s}$. Rikinpoiston reaktioyhtälöstä $2 CaCO_3 + 2 SO_2 + O_2 = 2 CaSO_4 + 2 CO_2$ nähdään, että mooli rikkidioksidia kuluttaa moolin kalkkikiveä. Tässä suhteessa kalkkikiveä kuluisi rikinpoistoon 555 kg, joka vastaa 1045 moolin ainemäärää. Kaliumin ja rikin moolisuhdetta on kuitenkin pidettävä korkeampana, jotta rikin poisto olisi mahdollisimman tehokasta. Siksi kalkkikiveä on kulunut kokeen aikana 800 kg.

$$\dot{Q}_{rp} = \dot{n}_{SO_2} * 323 \frac{kJ}{mol SO_2} = 23,4 \frac{kJ}{s}$$

Kattilalaitoksen häviöt yhteensä

$$\Sigma \dot{Q}_{häv} = \dot{Q}_{sk} + \dot{Q}_{js} + \dot{Q}_{CO} + \dot{Q}_n + \dot{Q}_{pt} + \dot{Q}_{lt} + \dot{Q}_{up} + \dot{Q}_{rp}$$

$$\Sigma \dot{Q}_{häv} = (6246 + 635 + 22 + 115 + 93 + 479 + 240 + 23) \frac{kJ}{s} = 7853 \frac{kJ}{s}$$

Kattilalaitoksen hyötysuhde

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h + \Sigma \dot{Q}_{häv}} = \frac{71,054 MW}{71,054 MW + 7,853 MW} = 0,9005 = 90,05 \%$$

Turbiinilaitos

Turbiinissa höyrystä vapautuva energia

Matalapaineturbiinista poistuva höyry on kosteaa, joten höyryn entalpia h_5 on määritettävä kaukolämmönsiirrin 1 taseesta. Matalapaine höyryn höyrypitoisuudeksi saatiin laskussa 0,8306. Muut entalpiat on saatu taulukoista.

$$\dot{Q}_{KL1\text{ vesi}} = \dot{Q}_{KL1\text{ höyry}}$$

$$\dot{m}_{KL}(h_{KL1\text{ out}} - h_{KL1\text{ in}}) = \dot{m}_{\text{höyry KL1}}(h_5 - h_{KL1\text{ lauhde}})$$

$$h_5 = 2262,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{turb out}} = & \dot{m}_{th}(h_{th} - h_2) + (\dot{m}_{th} - x)(h_2 - h_3) + (\dot{m}_{th} - x - y)(h_3 - h_4) + \\ & (\dot{m}_{th} - x - y - z)(h_4 - h_5) \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{\text{turb out}} = 21557,6 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \approx 21,56 \text{ MW}$$

Turbogeneraattorin hyötysuhde

$$\eta_{\text{turb-gen}} = \frac{\bar{P}_{\text{gen brutto}}}{\dot{W}_{\text{turb out}}} = 0,911 = 91,1 \%$$

Kaukolämpöteho

$$\bar{P}_{kl} = 46,75 \text{ MW}$$

Prosessilämpöteho

$$\bar{P}_{pl} = 3,43 \text{ MW}$$

Sähköteho

$$\bar{P}_{\text{gen brutto}} = 19,64 \text{ MW}$$

$$\bar{P}_{\text{gen netto}} = 17,21 \text{ MW}$$

Generaattorin nettoteho huomioi laitoksen itse käyttämän sähkön, joka kuluu prosessin ylläpitämiseen.

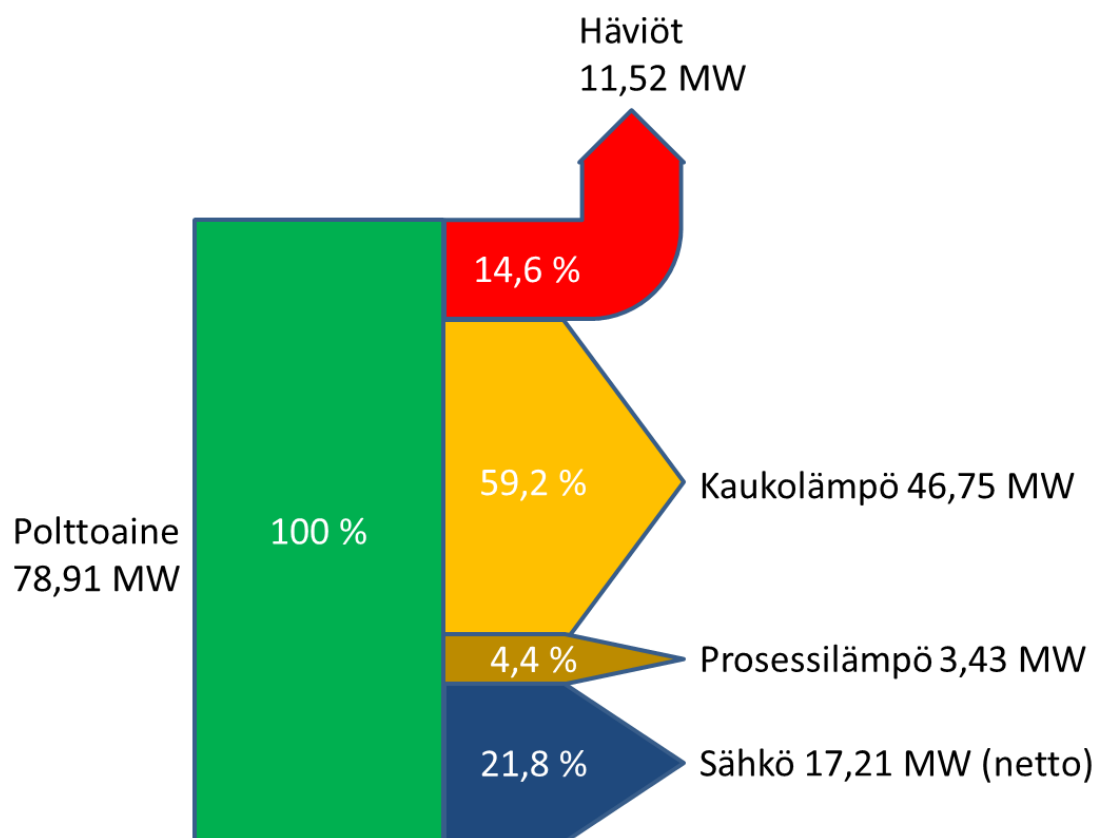
Turbiinilaitoksen hyötysuhde

$$\eta_t = \frac{P_{kt} + P_{pt} + P_{gen\ netto}}{\dot{Q}_h} = 0,9484 = 94,84 \%$$

Voimalaitoksen kokonaishyötysuhde

$$\eta_{kok} = \eta_k * \eta_t = 0,8540 = 85,40 \%$$

Kuvassa 4 on esitetty sankey-kuvaajana polttoainetehon jakautuminen Kelvolla.



Kuva 4. Polttoainetehon jakautuminen.

Laitoksen prosessikaaviot on esitetty liitteessä 2.

10 Yhteenveto

Työn tavoitteena oli saada laskettua Kelvolle kokonaishyötysuhde ajanhetkeltä, joka vastaisi mahdollisimman hyvin takuukokeiden aikaista tilannetta prosessissa.

Kaikki tarvittavat arvot saatiin laskettua ja tulokset vaikuttavat järkeviltä. Häviöiden suuruudet ovat samaa suuruusluokkaa, kuin teoriaosuudessa on esitetty. Prosessi pysyi hyvin tasaisena koko kokeen ajan. Selvästi suurimpana häviönä näkyy terminen savukaasuhäviö, jonka osuus kattilan hyötytehosta on 8,79 %. Toiseksi merkittävin häviö kokeen aikana oli johtumis- ja säteilyhäviöt. Voimalaitoksen kokonaishyötysuhteeksi laskettiin 85,4 %.

Kattilan hyötysuhteeksi saatiin 90,05 %. Hyötysuhde on siis juuri takuuarvon rajalla 90 %. Kattilan hyötysuhde oli 90,56 % silloin, jos kokeessa ei oteta huomioon pohjatuuhka-, nuohous- ja jatkuvan ulospuhalluksen häviöitä. Takuukokeessa savukaasujen loppulämpötila oli 126 °C. Tämä on 31 °C alempi kuin 1.12.2012 klo 12–16 välisenä aikana mitattu arvo. Lasketulla savukaasun massavirralla 31 °C:n lämpötilaero savukaasun lämpötilassa vastaa noin $1500 \frac{kJ}{s}$ lämpövirtaa. Ero ei toisaalta ole laskettavissa näin suoraan, koska polttoaineen massavirta muuttuu savukaasun lämpötilan vaikutuksesta. Tällöin savukaasun massavirta muuttuu myös.

Takuukokeen aikana mitattu savukaasun loppulämpötila 126 °C ihmetyttää. Kattilan suunnitteluarvoissa savukaasun loppulämpötilaksi ilmoitetaan 150 °C. Takuukokeen polttoaineena on ollut 100 % turve, jonka rikkipitoisuudeksi on mitattu 0,14 m-% vedetömästä polttoaineesta. Savukaasujen rikkidioksidipitoisuudeksi on mitattu 113 ppm kuivista savukaasuista. Pitoisuus vastaa noin 0,01 til-% arvoa. Kun prosessin arvot asettaa Internetistä löytyvään laskuriin, joka laskee rikkikastepisteen, saadaan rikkikastepisteeksi 130 °C. Laskuri löytyy lähteen [10] Internet-osoitteesta. Mitattu savukaasujen kosteuspitoisuus on ollut 24 til-%. Savukaasujen loppulämpötila on ollut takuukokeessa laskurin mukaan alle rikkikastepisteen. Tämä ei ole suotavaa, koska rikkikastepisteessä syntyy rikkihapoketta ja rikkihappoa lämmönsiirtopinnoille. Rikkihappo on voimakkaasti syövyttävää ja näin ollen vaurioittaa nopeastikin laitteita käyttökelvottomiksi.

Laitosta ohjaavalle operaattorille tärkeimmät tarkastelukohteet voimalaitoksen hyötysuhdetta ajatellen ovat savukaasujen happipitoisuus ja loppulämpötila sekä kauko-

lämpöveden lähtevä lämpötila. Happipitoisuus tulee pitää alle 4 %:ssa. Savukaasun happipitoisuus vaihtelee eri tehoalueilla ja pienillä tehoilla sitä joudutaankin nostamaan. Happipitoisuuden nousu 1 % heikentää voimalaitoksen hyötysuhdetta 0,5–0,8 %. Poistuvien savukaasujen lämpötilan ei tulisi olla yli suunnitteluarvon 150 °C. Kaukolämpöveden lähtevä lämpötila ei niinkään vaikuta hyötysuhteeseen vastapainevoimalaitoksella, vaan muuttaa suoraan rakennusastetta. Kaukolämpöveden lämpötila tulisi pitää ajokäyrän mukaisena. Sopiva lämpötila on riippuvainen ulkolämpötilasta. Ajokäyrän yli menevä lämpötila lisää kaukolämpöverkon lämpöhäviöitä ja vähentää turbiinin sähkön tuotantoa.

Syöttöveden ja tuorehöyryn määrässä oli kerätyissä tuloksissa melko suuri ero. Syöttöveden virtaus oli mittauksen mukaan $29,19 \frac{kg}{s}$. Tuorehöyryn virtaus puolestaan oli $27,72 \frac{kg}{s}$. Eroa näiden virtausten välille pitäisi aiheuttaa ainoastaan jatkuva ulospuhallus sekä nuohoukseen menevä höyry. Jatkuva ulospuhallus oli kokeen aikana $0,3 \frac{kg}{s}$ ja nuohoukseen höyryä kului vain kokeen alussa. Näistä ei synny $1,47 \frac{kg}{s}$ häviötä syöttöveden ja tuorehöyryn välille. Mikäli virhe on syöttövedin mittauksessa, vääristää tämä laskettua savukaasuvirtaa ja näin savukaasuhäviötä. Häviö vääristyy siten, että se on laskussa suurempi kuin todellinen arvo. Mikäli savukaasuhäviön laskennassa käytettiin tuorehöyryn massavirtaa lisättynä nuohoushöyryllä ja jatkuvalla ulospuhalluksella saadaan virtaukseksi $28,1 \frac{kg}{s}$. Tällöin savukaasuhäviöksi saadaan $5992 \frac{kJ}{s}$, joka on $254 \frac{kJ}{s}$ pienempi kuin mitatulla syöttöveden virtauksella laskettu terminen savukaasuhäviö häviö.

Turbiinilaitoksen hyötysuhde näyttää oikein hyvältä ottaen huomioon, että laskenta siirtää oikeastaan kattilalle kuuluvien komponenttien kuten puhaltimien ja syöttövesipumpun tehon turbiinilaitoksen häviöihin. Nämä näkyvät generaattorin netto- ja bruttotehon erotuksena.

Kehitysmahdollisuutena laitokselle olisi mahdollista tehdä laskenta, jolla saataisiin selville polttoaineen massavirta ja koostumus reaaliaikaisesti. Laskenta perustuisi vesihöyryn, hiilimonoksidin ja hiilidioksidin mittaamiseen savukaasuista. Olettaen, että kattilan vesi- ja höyryputkistot ovat ehjät eivätkä vuoda, tulee kattilaan vettä vain palamisilman ja polttoaineen mukana. Polttoaineen elementaarianalyysi pysyy lähestulkoon samana vaikka eri puupolttoaineita sekoituu keskenään. Tällöin päästäisiin mittauksel-

la kiinni kattilassa syntyneen hiilidioksidin määrään, joka syntyy polttoaineen palamisesta. Hiilidioksidin määrästä on mahdollista laskea poltetun kuivan polttoaineen massavirta. Polttoaineen kosteus saataisiin laskettua savukaasun vesihöyryn määrästä. Lisäksi pitää tietää polttoprosessin ilmakerroin ja savukaasun tilavuusvirta.

Lähteet

- 1 European Standard. 2003. SFS-EN 12952-15 Water-tube boilers and auxiliary installations - Part 15: Acceptance tests. Bryssel: CEN.
- 2 Raiko, M., Lyytikäinen, R., Vessonen, K. & Mielonen, P. 12/1991. Voimalaitoksen hyötysuhteeseen vaikuttavat tekijät. Helsinki: Imatran Voima Oy.
- 3 Höyrynuohoimen toimintaperiaate. Verkkodokumentti.
http://www.clydebergemann.fi/content_manager/go/ID/37400/dbc/jndjailj.html
Luettu 4.3.2013.
- 4 Keravan Energian biovoimalaitoksen tunnusluvut. Verkkodokumentti.
<http://www.keravanenergia.fi/yritysinfo/keravan-biovoimalaitos/>
Luettu 8.3.2013.
- 5 Kaukolämmön käsikirja. Energiateollisuus ry. 2006. Helsinki: Kirjapaino Libris Oy.
- 6 Hankepalaveri Keravan Energia – Metso. 27.3.2013. Kerava
- 7 Pulkkinen, I. Keravan Lämpövoima Oy Hybex-kattilan takuukokeet. 5/2010. Espoo: Fortum.
- 8 Hiilidioksidin määrä paloprosessissa. Verkkodokumentti.
<http://www.analyticexpert.com/wp-content/uploads/2011/01/Figure1.jpg>
Luettu 15.4.2013.
- 9 Raiko, R., Saastamoinen, J., Hupa, M. & Kurki-Suonio, I. 2002. Poltto ja palaminen. Jyväskylä: Gummerus Kirjapaino Oy.
- 10 Kastepistelaskuri rikille. Verkkodokumentti.
<http://www.permapure.com/tech-notes/dew-point-calc/>
Luettu 23.4.2013.

Laskutoimitukset

Kattilalaitos

Savukaasun massavirta ekonomaiserin taseesta

$$\dot{Q}_{vesi\ eko} = \dot{Q}_{sk\ eko}$$

$$\dot{m}_{sv} \bar{c}_{p\ sv} (t_{sv\ 2} - t_{sv\ 1}) = \dot{m}_{sk} \bar{c}_{p\ sk} (t_{sk\ 1} - t_{sk\ 2})$$

$$\dot{m}_{sk} = \frac{\dot{m}_{sv} \bar{c}_{p\ sv} (t_{sv\ 2} - t_{sv\ 1})}{\bar{c}_{p\ sk} (t_{sk\ 1} - t_{sk\ 2})} = \frac{29,19 \frac{kg}{s} * 4,735 \frac{kJ}{kg * K} * (300,3^{\circ}C - 185,7^{\circ}C)}{1,324 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * (511,0^{\circ}C - 218,3^{\circ}C)} = 40,874 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_{sk} = \frac{\dot{m}_{sk}}{\rho_{sk}} = \frac{40,874 \frac{kg}{s}}{0,78615 \frac{kg}{m^3}} = 52,00 \frac{m^3}{s}$$

Terminen savukaasuhäviö piipusta

$$\dot{Q}_{sk} = \dot{m}_{skp} [(1 - x_{H_2O}) \bar{c}_{p\ sk} (t_{sk} - t_r) + x_{H_2O} \bar{c}_{p\ h} (t_{sk} - t_r)] = \dot{m}_{skp} \bar{c}_{p\ sk} (t_{sk} - t_r)$$

$$\dot{Q}_{sk} = \left(40,467 \frac{kg}{s} - \frac{2,81 \frac{nm^3}{s}}{0,7862 \frac{kg}{nm^3}} \right) \left[(1 - 0,25) 1,030 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} (157,1^{\circ}C - 25^{\circ}C) + 0,25 * 1,982 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} (157,1^{\circ}C - 25^{\circ}C) \right] = 37,30 \frac{kg}{s} 1,268 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} (157,1^{\circ}C - 25^{\circ}C) = 6246,1 \frac{kJ}{s}$$

Johtumis- ja säteilyhäviöt

Taulukon 1 mukaan häviö on 635 kW. Takuukokeessa on käytetty arvoa 634 kW.

Palamattomien savukaasujen häviö

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{Pa} V_{sk} y_{COk} H_{CO}$$

Mittaus antaa CO -pitoisuuden kuivista savukaasuista ppm yksikössä. Kun ppm muutetaan $\frac{mg}{nm^3}$:ksi, saadaan hään massavirta laskettua.

$$1 \text{ ppm}_{CO} = \frac{V_m}{M_{CO}} = \frac{22,41 \frac{l}{mol}}{28,01 \frac{g}{mol}} = 1,146 \frac{mg}{nm^3}$$

$$\dot{Q}_{CO} = \dot{m}_{CO} H_{CO} = 51,474 \frac{m^3}{s} * 1,146e-6 \frac{kg}{nm^3} * 37 \text{ ppm} * 10103 \frac{kJ}{kg} = 22,1 \frac{kJ}{s}$$

Nuohouksen aiheuttama häviö

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_n (h_n - h_{sv}) = 0,0413 \frac{kg}{s} * (3359 - 565,6) \frac{kJ}{kg} = 115,4 \frac{kJ}{s}$$

Tuhkahäviöt

$$\dot{Q}_{pt} = \dot{m}_{ppa \text{ pt}} H_{ppa} + \dot{m}_{pt} \bar{c}_{pt} (t_{pt} - t_r) = 0,000582 \frac{kg}{s} * 18330 \frac{kJ}{kg} + 0,10 \frac{kg}{s} * 1,0 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * (850 - 25)^{\circ}C = 93 \frac{kJ}{s}$$

$$\dot{Q}_{lt} = \dot{m}_{ppa \text{ esp}} H_{ppa} + \dot{m}_{lt} \bar{c}_{lt} (t_{sk} - t_r) = 0,02457 \frac{kg}{s} * 18330 \frac{kJ}{kg} + 0,26 \frac{kg}{s} * 0,84 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * (157,1 - 25)^{\circ}C = 479 \frac{kJ}{s}$$

Jatkuva ulospuhallus

$$\dot{Q}_{up} = \dot{m}_{up} (h_{up} - h_{sv}) = 0,30 \frac{kg}{s} * (1366,2 - 565,6) \frac{kJ}{kg} = 240 \frac{kJ}{s}$$

Rikinpoiston reaktiolämpö

$$\dot{Q}_{rp} = \dot{n}_{SO_2} * 323 \frac{kJ}{mol SO_2} = 0,073 \frac{mol SO_2}{s} * 323 \frac{kJ}{mol SO_2} = 23,4 \frac{kJ}{s}$$

Kattilalaitoksen häviöt yhteensä

$$\Sigma \dot{Q}_{häv} = \dot{Q}_{sk} + \dot{Q}_{js} + \dot{Q}_{CO} + \dot{Q}_n + \dot{Q}_{pt} + \dot{Q}_{lt} + \dot{Q}_{up} + \dot{Q}_{rp}$$

$$\Sigma \dot{Q}_{häv} = (6246 + 635 + 22 + 115 + 93 + 479 + 240 + 23) \frac{kJ}{s} = 7853 \frac{kJ}{s}$$

Kattilalaitoksen hyötysuhde

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h + \Sigma \dot{Q}_{häv}} = \frac{71,054 \text{ MW}}{71,054 \text{ MW} + 7,853 \text{ MW}} = 0,9005 = 90,05 \%$$

TurbiinilaitosTurbiinissa höyrystä vapautuva energia

$$\dot{Q}_{KL1 \text{ vesi}} = \dot{Q}_{KL1 \text{ höyry}}$$

$$\dot{m}_{KL}(h_{KL1 \text{ out}} - h_{KL1 \text{ in}}) = \dot{m}_{\text{höyry KL1}}(h_5 - h_{KL1 \text{ lauhde}})$$

$$217,43 \frac{kg}{s} * (300,1 - 206,27) \frac{kJ}{kg} = 10,66 \frac{kg}{s} * (h_5 - 348,4) \frac{kJ}{kg}$$

$$h_5 = \frac{217,43 \frac{kg}{s} * (300,1 - 206,27) \frac{kJ}{kg}}{10,66 \frac{kg}{s}} + 348,4) \frac{kJ}{kg} = 2262,05 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_{turb \text{ out}} = \dot{m}_{th}(h_{th} - h_2) + (\dot{m}_{th} - x)(h_2 - h_3) + (\dot{m}_{th} - x - y)(h_3 - h_4) + (\dot{m}_{th} - x - y - z)(h_4 - h_5)$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{turb \text{ out}} = & 27,72 \frac{kg}{s} (3359,17 - 2971,60) \frac{kJ}{kg} + (27,72 - 4,52) \frac{kg}{s} (2971,60 - \\ & 2959,87) \frac{kJ}{kg} + (27,72 - 4,52 - 1,61) \frac{kg}{s} (2959,87 - 2680,53) \frac{kJ}{kg} + (27,72 - 4,52 - 1,61 - \\ & 10,81) \frac{kg}{s} (2680,53 - 2262,05) \frac{kJ}{kg} = 21557,6 \frac{kJ}{s} \approx 21,56 \text{ MW} \end{aligned}$$

Turbogeneraattorin hyötysuhde

$$\eta_{turb-gen} = \frac{\bar{P}_{gen\ brutto}}{W_{turb\ out}} = \frac{19,64\ MW}{21,56\ MW} = 0,911 = 91,1\ \%$$

Kaukolämpöteho

$$\bar{P}_{kl} = 46,75\ MW$$

Prosessilämpöteho

$$\bar{P}_{pl} = 3,43\ MW$$

Sähköteho

$$\bar{P}_{gen\ brutto} = 19,64\ MW$$

$$\bar{P}_{gen\ netto} = 17,21\ MW$$

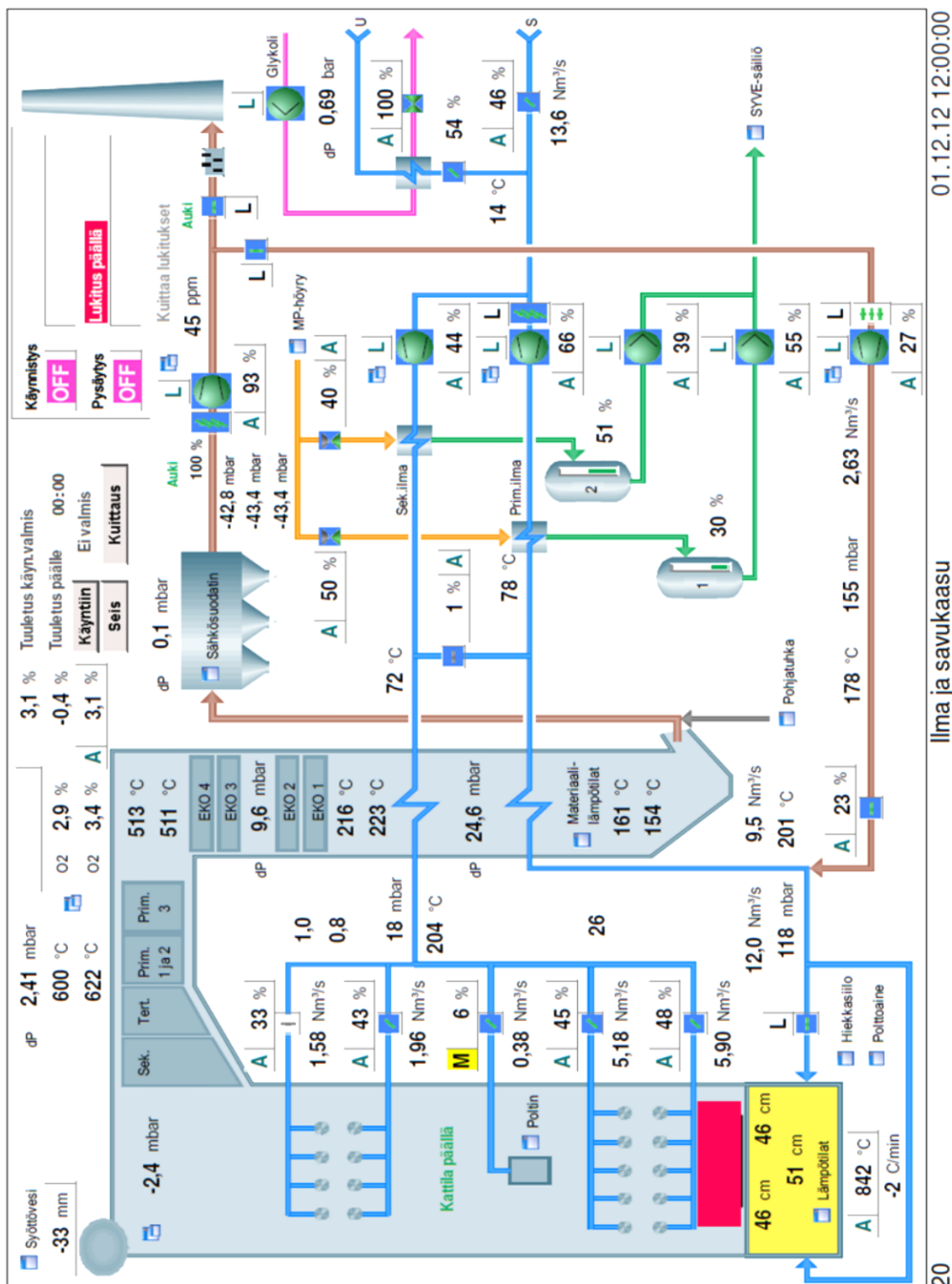
Turbiinilaitoksen hyötysuhde

$$\eta_t = \frac{P_{kl} + P_{pl} + P_{gen\ netto}}{\dot{Q}_h} = \frac{(46,75 + 3,43 + 17,21)\ MW}{71,054\ MW} = 0,9484 = 94,84\ \%$$

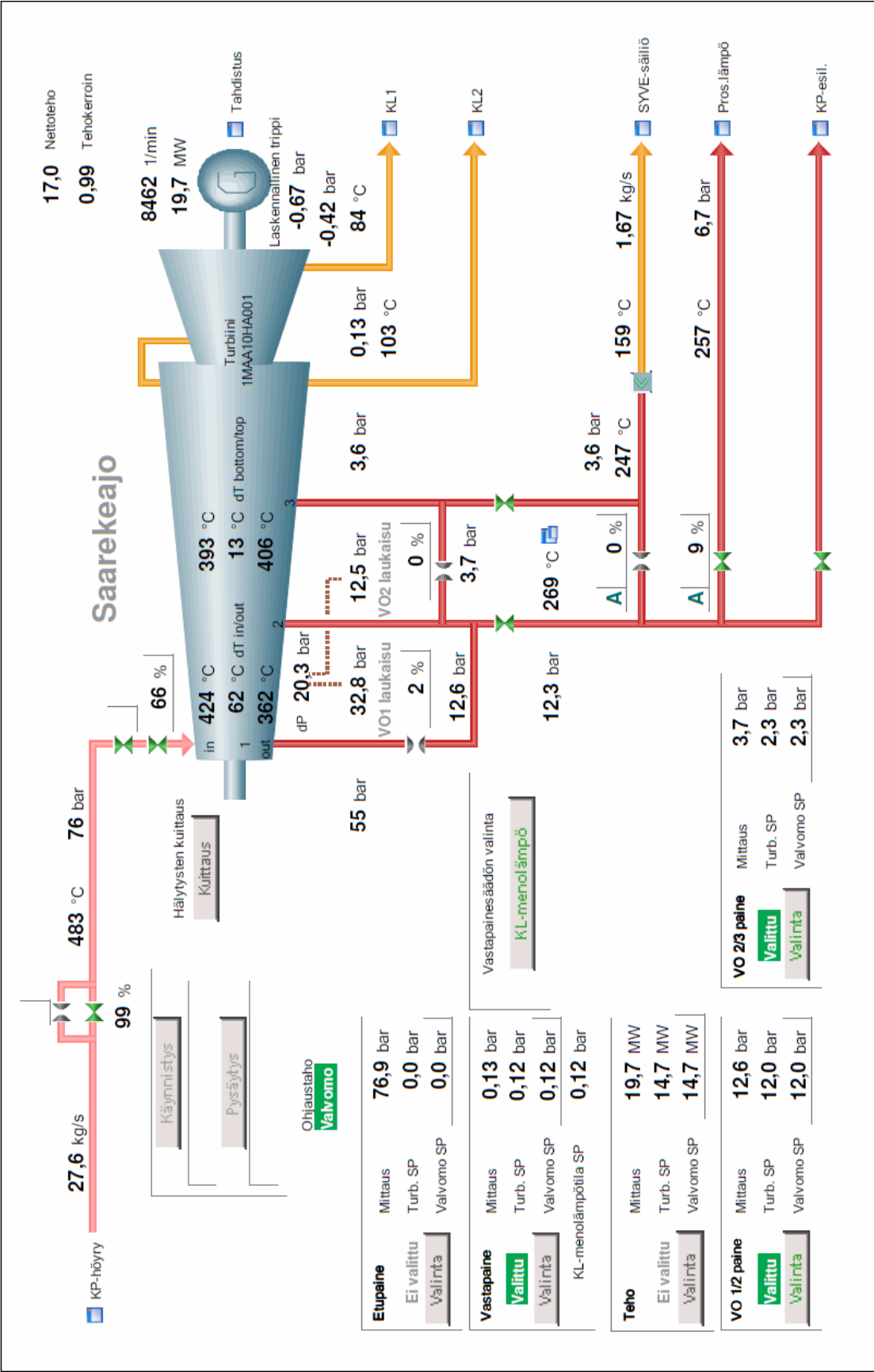
Voimalaitoksen kokonaishyötysuhde

$$\eta_{kok} = \eta_k * \eta_t = 0,9005 * 0,9484 = 0,8540 = 85,40\ \%$$

Esitetyt prosessikaaviot antavat kuvan siitä, minkälaiselle prosessille hyötysuhdetta lasketaan. Kaaviot ovat tilanteesta, joka voimalaitoksella on vallinnut 1.12.2012 klo 12.00.









KL1, KL2, KL3 ja tyhjöjärjestelmä

01.12.12 12:00:00



